LUCRAREA 7

TRANSMISII PRIN CURELE. ALUNECAREA ELASTICĂ. FORȚE

1. Scopul lucrării

Trasarea curbei de tracțiune.

2. Elemente teoretice

2.1. Transmiterea puterii

Funcționarea transmisiilor prin curele are la bază *frecarea de tip Coulomb, în regim uscat,* dezvoltată pe porțiunea de contact dintre elementul flexibil tensionat (cureaua) şi suprafața roților de curea. Forța normală este obținută prin aplicarea la montaj a *unei forțe* F_0 *de întindere inițială (pretensionare)*, figura 1.a. În starea de repaus, deformațiile elastice de tracțiune ale celor două ramuri drepte ale curelei sunt egale cu Δl_0. În procesul de transmitere a puterii, figura 1.b, cele două ramuri sunt solicitate inegal, F_1 şi respectiv F_2, rezultând *deformații elastice diferite*. Teoria lui Euler privind frecarea în regim uscat a unui element flexibil aflat pe circumferința unui disc furnizează relația:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \beta_1} \qquad (1)$$

în care: μ – coeficientul de frecare dintre curea şi roată, iar β_1 – unghiul de înfăşurare pe roata motoare.

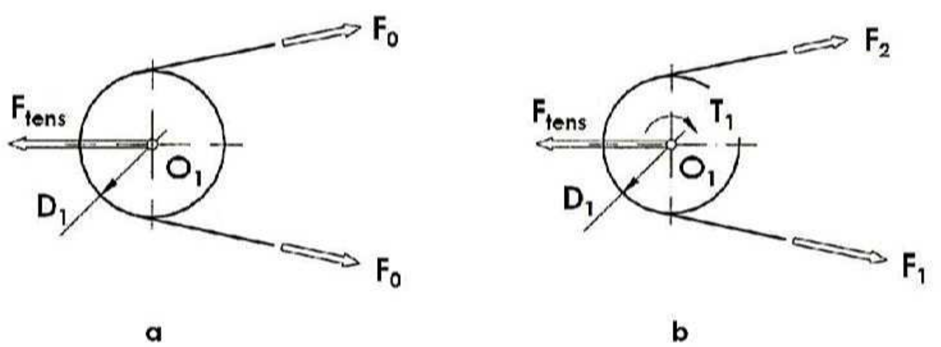


Fig. 1 *Pretensionarea transmisiei prin curea şi forțele din ramuri: a - fără sarcină, b - în sarcină*

Tabelul 1. *Relații de calcul pentru coeficientul de frecare μ*

Tipul si materialul curelei	Materialul roții	Relația de calcul
Curea lată din piele	Fontă sau oțel	$\mu = 0{,}22 + 0{,}6 \cdot v_{al}$
Curea lată din textile simple	Fontă sau oțel	$\mu = 0{,}30 + 0{,}6 \cdot v_{al}$
Curea trapezoidală din textile cauciucate	Fontă	$\mu = 0{,}30 + 0{,}2 \cdot v_{al}$
Idem	Oțel	$\mu = 0{,}33 + 0{,}14 \cdot v_{al}$

*) v_{al} este viteza de alunecare, în m/s.

Coeficientul de frecare depinde de materialele în contact, de geometria, forma şi rugozitatea suprafețelor în contact, presiunea creată, viteză, temperatură şi umiditate. Câteva din aceste influențe sunt luate în considerare de relațiile din tabelul 1.

Ecuația de echilibrul de momente în raport cu centrul O_1 permite obținerea forței utile (diferența dintre cele două forțe F_1 şi F_2):

$$F_u = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} \tag{2}$$

Condiția de continuitate conduce la:

$$\frac{F_1 - F_0}{E_t \cdot A_c} = \frac{F_0 - F_2}{E_t \cdot A_c}, \quad \text{şi} \quad 2 \cdot F_0 = F_1 + F_2 \tag{3}$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_u}{2}, \quad \text{şi} \quad F_2 = F_0 - \frac{F_u}{2} \tag{4}$$

Pentru *întinderea inițială a curelei,* dar şi pentru *compensarea periodică a deformațiilor plastice*, se folosesc diferite metode şi soluții constructive.

2.2. Forțele determinate de efecte masice, (centrifugarea curelei)

Efecte masice, respectiv centrifugarea curelei, determină solicitarea la tracțiune a curelei cu o forță F_m:

$$F_m = \rho_c \cdot v^2 \cdot A_c \tag{5}$$

unde: ρ_c – densitatea materialului curelei, v – viteza curelei, iar A_c – aria secțiunii curelei.

Forța masică creată prin efecte centrifuge este proporțională cu pătratul vitezei şi acționează pe toată lungimea curelei.

2.3. Solicitări de încovoiere

Înfăşurarea curelei pe roți induce tensiunile de încovoiere σ_1 şi respectiv σ_2 în secțiunile curelei cuprinse în interiorul unghiurilor de înfăşurare:

$$\sigma_{1(2)} = E\frac{h}{D_{1(2)}} \tag{6}$$

dar nu determină forțe suplimentare în ramurile curelei.

2.4. Dependența dintre forța utilă şi forța de tensionare inițială

Pe baza relațiilor (1) ... (4) rezultă:

$$F_u = 2\cdot(F_0 - F_m)\cdot\frac{\left(e^{\mu\beta}-1\right)}{\left(e^{\mu\beta}+1\right)} = 2\cdot(F_0 - F_m)\cdot\varphi \tag{7}$$

$$F_0 = \frac{F_u}{2}\cdot\frac{\left(e^{\mu\beta}+1\right)}{\left(e^{\mu\beta}-1\right)} + F_m = \frac{F_u}{2\cdot\varphi} + F_m \tag{8}$$

unde:

$$\varphi = \frac{e^{\mu\beta}-1}{e^{\mu\beta}+1} \tag{9}$$

este numit *coeficient de tracțiune*.

Pentru $\beta_1 = \pi$ radiani şi $\mu = 0{,}5$ rezultă $\varphi = 0{,}65$.

2.5. Alunecarea elastică a curelei. Raportul de transmitere real

În cele două ramuri ale curele forțele de tracțiune au valori diferite ceea ce va determina si *deformații elastice diferite*. Condiția de continuitate a materialului va impune viteze diferite pe cele două ramuri, v_1 şi respectiv v_2, evident cu $v_1 > v_2$. Astfel pentru roata conducătoare cureaua va intra cu viteza v_2 corespunzătoare ramurii conduse, şi va ieşi cu viteza v_1 a ramurii conducătoare. Vitezele periferice ale celor două roți vor fi egale cu v_1 şi respectiv v_2. Pe unghiul de înfăşurare a fiecărei roți vor exista porțiuni în care cureaua şi roata au viteze diferite, rezultând, pe aceste porțiuni, fenomene de alunecare, numite *alunecări elastice*.

Fenomenul de *alunecare elastică* a curelei conduce la modificarea raportului de transmitere față de valoarea teoretică:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}\cdot\frac{v_1}{v_2} = \frac{D_2}{D_1}\cdot\frac{v_1}{v_1 - v_{al}} = \frac{D_2}{D_1}\cdot\frac{1}{1-\xi} \tag{10}$$

în care v_{al} este viteza relativă de alunecare, iar

$$\xi = \frac{v_{al}}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} \tag{11}$$

este coeficientul de alunecare elastică, cu valorile dependente de comportarea elastică a materialului curelei: ξ = 0,01 pentru curele late din textile cauciucate, ξ = 0,015 pentru curele late din piele şi curele compound, ξ = 0,02 pentru curele late din material plastic şi curele trapezoidale.

Dacă forţa utilă de transmis depăşeşte valoarea dată de relaţia (7), alunecarea elastică este însoţită de fenomene de *patinare*, cu încălziri locale şi uzuri accentuate.

2.6. Curba de tracţiune. Randamentul transmisiei prin curele

Dependenţa dintre alunecarea elastică şi forţa utilă se exprimă prin intermediul coeficientului de tracţiune:

$$\varphi = \frac{F_u}{2(F_0 - F_m)} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1} \tag{9'}$$

Experimental s-a dovedit că la toate transmisiile prin curele, indiferent de natura materialelor, coeficientul de alunecare are o variaţie tipică, numită *caracteristica de tracţiune* sau *curba de alunecare*, figura 2.

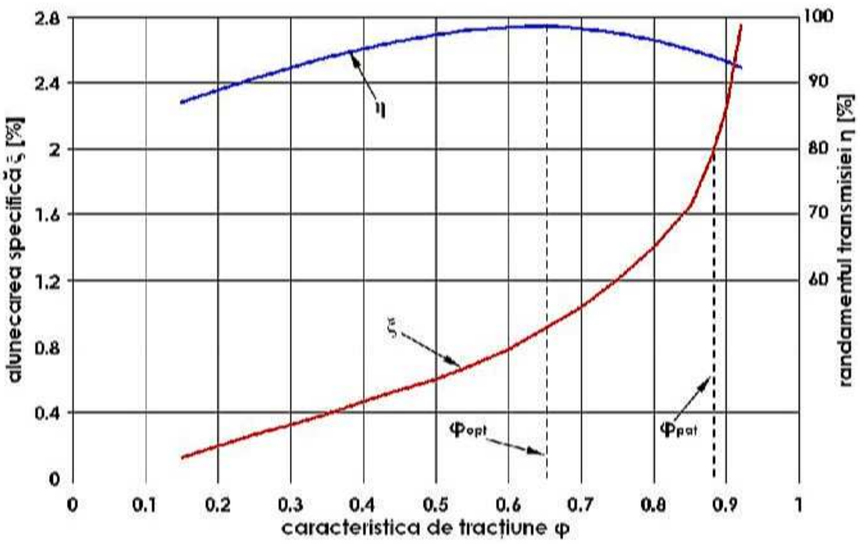


Fig. 2 *Curba de tracţiune şi randamentul la transmisiile prin curea*

Coeficientul ξ creşte liniar cu valoarea coeficientului de tracțiune (deci cu sarcina) până când arcul de alunecare devine egal cu arcul de înfăşurare. După această limită apare patinarea care evoluează până la patinarea totală când se produce oprirea roții conduse. Transmisia este cu atât mai stabilă cu cât raportul $\varphi_{pat} / \varphi_{opt}$ este mai mare decât 1.

Valoarea φ_{opt} pentru care, la limită, se evită patinarea şi randamentul este maxim, depinde de materialul de contact al curelei: piele φ_{opt} = 0,59; textile cauciucate, φ_{opt} = 0,62; bumbac φ_{opt} = 0,47 ... 0,5; material plastic, φ_{opt} = 0,4 ... 0,6.

Pe acelaşi grafic din figura 2 s-a reprezentat şi *curba de variație a randamentului transmisiei prin curea* η funcție de coeficientul de tracțiune φ.

3. Instalația experimentală

Standul de laborator prezentat în figura 3 şi figura 4 cuprinde:

– *Transmisia prin curele* constituită din motorul de antrenare *1* de curent alternativ cu puterea de 2,2 kW şi turația de sincronism de 1500 rot/min pe axul căruia este montată roata de curea conducătoare *6* care transmite mişcarea prin cureaua trapezoidală *8* la roata condusă *9*. Turația reală este măsurată cu un traductor de turație şi frecvențmetrul *4*.

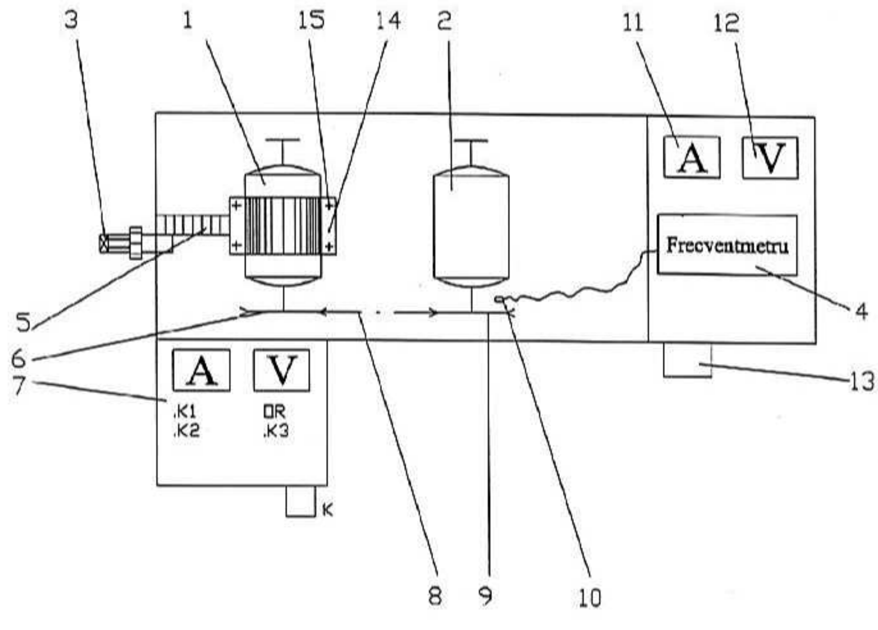


Fig. 3 *Structura standului pentru trasarea curbei de tracțiune*

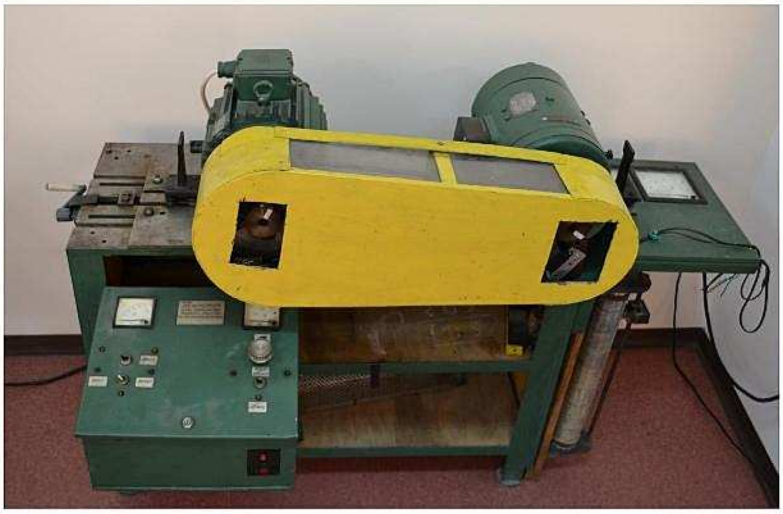


Fig. 4 *Standul pentru trasarea curbei de tracțiune*

– *Sistemul pretensionare a curelei* format din şurubul *3*, care deplasează motorul *1* pe ghidajul *14* şi un arc elicoidal cu ajutorul căruia se determină forța de întindere F_0 măsurând deformația pe rigla gradată *5*. Diagrama de etalonare a arcului este prezentată în figura 5.

– *Sistemul de modificare a puterii consumate* (la roata condusă) este un motor frână *2* de curent continuu, cu puterea maximă de 2,2 kW, a cărui turație poate fi reglată şi înregistrată de traductorul de turație *10* conectat la frecvențmetrul *4*.

Puterea consumată P_2 poate fi variată cu reostatul de sarcină *13*, şi se calculează în funcție de intensitatea I şi tensiunea U ale curentului care alimentează motorul 2 citite pe ampermetrul *11*, respectiv voltmetrul *12*.

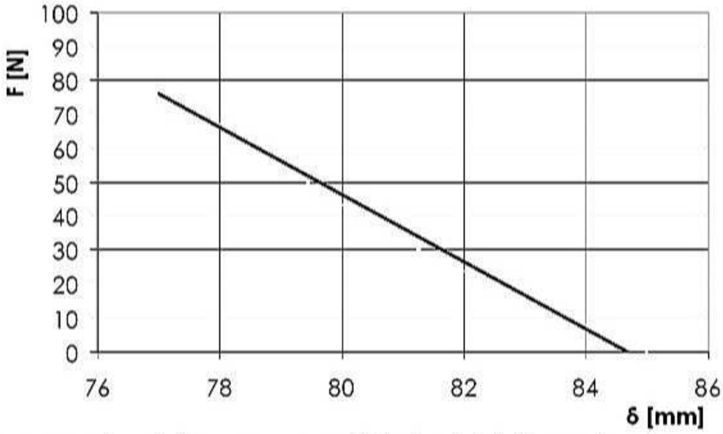


Fig. 5 *Diagrama de etalonare a arcului elicoidal de pretensionare a curelei*

4. Modul de lucru

4.1. Date experimentale

1) Se verifică decuplarea instalației de la sursa de energie electrică.
2) Se identifică tipul curelei şi se stabilesc dimensiunile secțiunii şi lungimea.
3) Se măsoară: distanța *A* dintre axele arborilor motoarelor de acționare şi de frânare, diametrele D_1 şi D_2 ale roților de curea.
4) Se realizează întinderea inițială a curelei cu forța F_0 prin deformarea arcului elicoidal cu ajutorul şurubului *3*.
5) Se porneşte electromotorul *1*.
6) Prin creşterea, cu ajutorul reostatului, a valorii puterii consumate, ($P_2 = I \cdot U$), se modifică în 5 trepte valoarea momentului rezistent la nivelul roții conduse. Pentru fiecare valoare a puterii consumate se înregistrează în tabelul 2 valorile turațiilor n_1 şi n_2.

4.2. Prelucrarea şi interpretarea măsurătorilor

a) Se completează mărimile indicate în tabelul 2 pentru fiecare încercare experimentală realizată.
b) Se trasează în MATLAB *curba de tracțiune* (variația coeficientului de alunecare ξ în funcție de coeficientul de tracțiune φ).
c) Pe baza curbei de tracțiune se apreciază valoare optimă φ_{opt} şi valoarea de patinare φ_{pat}.
d) Se discută valoare determinată experimental pentru coeficientul de tracțiune optim în raport cu valoarea determinată analitic.

Tabelul 2 *Rezultate experimentale*

Nr. crt.	Mărimea şi relația de calcul	U.M.	Determinări experimentale				
			1	2	3	4	5
1.	Tipul curelei						
2.	Distanța dintre axe	mm					
3.	Diametrul roții conducătoare	mm					
4.	Diametrul roții conduse	mm					
5.	Raportul de transmitere teoretic $i_{teoretic} = \frac{D_2}{D_1}$	-					
6.	Unghiul de înfăşurare β_1 $\beta_1 = \arcsin\frac{D_2 - D_1}{2A}$	rad.					
7.	Forța de tensionare inițială F_0	N					

Tabelul 2 (continuare)

Nr. crt.	Mărimea şi relaţia de calcul		U.M.	Determinări experimentale				
				1	2	3	4	5
8.	Intensitatea curentului motorului frână I		A					
9.	Tensiunea curentului motorului frână U		V					
10.	Turaţia roţii conducătoare n_1		rot/min					
11.	Turaţia roţii conduse n_2		rot/min					
12.	Vitezele unghiulare	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$	rad/s					
		$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30$						
13.	Vitezele liniare	$v_1 = \omega_1 \cdot D_1 / 2$	m/s					
		$v_2 = \omega_2 \cdot D_2 / 2$						
14.	Viteza de alunecare $v_{al} = v_1 - v_2$		m/s					
15.	Coeficientul de alunecare elastică $\xi = v_{al} / v_1$		-					
16.	Raportul de transmitere real $i = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{1-\xi}$		-					
17.	Puterea consumată $P_2 = I \cdot U$		W					
18.	Momentul de torsiune la arborele condus $T_2 = P_2 / \omega_2$		N·m					
19.	Forţa utilă din curea $F_U = 2 \cdot T_2 / D_2$		N					
20.	Coeficientul de tracţiune determinat experiment $\varphi = \frac{F_U}{2 \cdot F_0}$		-					
21.	Coeficientul de frecare (tabelul 1 funcţie de materialul curelei)		-					
22.	Coeficientul de tracţiune teoretic $\varphi = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1}$		-					

Bibliografie

1. ISO 1081:1995, *Belt drives - V-belts and V-ribbed belts, and corresponding grooved pulley – Vocabulary.*
2. http://www.goodyearep.eu/uploadedFiles/Product_Categories/Power_Transmission_Products/Products/V-Belts/Vbelts.pdf
3. https://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Keilriemen_Gesamt_en.pdf